

PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 09-068169

(43)Date of publication of application : 11.03.1997

(51)Int.Cl.

F04B 49/00
F02D 29/00
F02D 29/04
F02D 41/04
F04B 49/06
F15B 11/00

(21)Application number : 07-223389

(71)Applicant : HITACHI CONSTR MACH CO LTD

(22)Date of filing : 31.08.1995

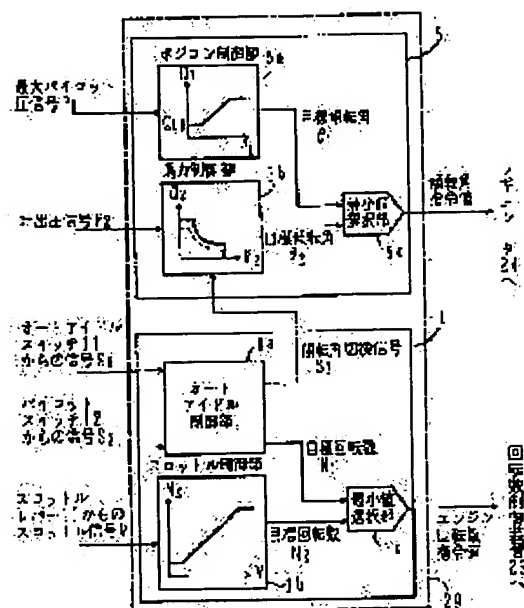
(72)Inventor : NARITA KAZUYOSHI

(54) HYDRAULIC TRANSMISSION FOR CONSTRUCTION MACHINE

(57)Abstract:

PROBLEM TO BE SOLVED: To quickly increase the number of engine revolution by reducing torque absorbed by a pump at the time of returning from idling condition.

SOLUTION: At the time of returning from idling condition, an operation means is operated to make a pilot switch 12 ON, keeping an auto-idle switch 11 ON as it is, and as the target number of revolution N1 in an auto-idle control part 1a comes back to large number of revolution N11, target number of revolution N2 of throttle control part 1b is selected by a minimum value selecting part 1c to make the number of revolution of an engine 2 come back to normal value. An inclination angle switching signal S3, then, turns to OFF and power control part 5b sets a target inclination angle $\theta 2$ by a normal table, a minimum value between $\theta 2$ obtained by a minimum value selecting part 5c and $\theta 1$ obtained by a positive control part is selected and the target inclination angle $\theta 2$ returns to a usual setting of power control and positive control. At this time, inclination angle switching signal turns to OFF after a lapse of prescribed time from the time of return so as to make the number of engine revolution sufficiently high and make pump inclination angle increase to usual target inclination angle after an engine speed



reaches the usual target number of revolution N2.

LEGAL STATUS

[Date of request for examination] 19.12.2001

[Date of sending the examiner's decision of rejection] 02.08.2005

[Kind of final disposal of application other than the examiner's decision of rejection or application converted registration]

[Date of final disposal for application]

[Patent number]

[Date of registration]

[Number of appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of requesting appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of extinction of right]

【特許請求の範囲】

【請求項 1】 エンジンと、このエンジンによって駆動される可変容量型の油圧ポンプと、この油圧ポンプから吐出される圧油によって駆動するアクチュエータと、前記油圧ポンプから前記アクチュエータに供給される圧油の流れを制御する方向切換弁と、この方向切換弁のストローク量を制御する切換弁操作手段と、前記エンジンの回転数をアイドリング回転数に制限する制限状態及びこの制限を行わない通常状態の切り換えを行う切換手段と、この切換手段が通常状態に切り換えられているときに前記エンジンの第 1 の目標回転数を演算する第 1 の目標回転数演算手段、及び前記切換手段が制限状態に切り換えられているときに前記第 1 の目標回転数よりも小さい値である第 2 の目標回転数を演算する第 2 の目標回転数演算手段を備えたエンジン回転数設定手段と、このエンジン回転数設定手段で設定された前記第 1 及び第 2 の目標回転数に応じて前記エンジンの回転数を制御するエンジン制御手段と、前記切換手段が通常状態に切り換えられているときに前記油圧ポンプの入カトルクを前記エンジンの出力トルク以下に制限する前記油圧ポンプの第 1 の目標押しのけ容積を演算する第 1 の目標押しのけ容積演算手段、及び前記切換手段が制限状態に切り換えられているときに前記油圧ポンプの低吐出圧領域で前記第 1 の目標押しのけ容積よりも小さい値となる第 2 の目標押しのけ容積を演算する第 2 の目標押しのけ容積演算手段を備えた押しのけ容積設定手段と、この押しのけ容積設定手段で設定された前記第 1 及び第 2 の目標押しのけ容積に応じて前記油圧ポンプの押しのけ容積を制御するポンプ制御手段とを有する建設機械の油圧駆動装置において、

前記押しのけ容積設定手段は、前記切換手段が制限状態から通常状態に切り換えられたときには、その切り換えられたときから所定の時間遅れを経た後に、前記第 2 の目標押しのけ容積の設定状態から第 1 の目標押しのけ容積の設定状態に移行することを特徴とする建設機械の油圧駆動装置。

【請求項 2】 請求項 1 記載の建設機械の油圧駆動装置において、前記切換手段は、前記切換弁操作手段の操作状態・非操作状態を検出する操作状態検出手段と、エンジン回転数をアイドリング回転数に切り換え可能とするためのオートアイドルスイッチとを備えており、前記オートアイドルスイッチが ON でかつ前記操作状態検出手段で切換弁操作手段の非操作状態が検出されたときには、前記エンジンの回転数を前記アイドリング回転数に制限し、前記オートアイドルスイッチが OFF であるとき、及び前記オートアイドルスイッチが ON でかつ前記操作状態検出手段で前記切換弁操作手段の操作状態が検出されたときには、前記エンジンの回転数に前記制限を解除することを特徴とする建設機械の油圧駆動装置。

【請求項 3】 請求項 1 記載の建設機械の油圧駆動装置

において、前記エンジンの回転数を操作するための回転数操作手段と、この回転数操作手段の操作量を検出する回転数操作量検出手段とをさらに有し、かつ、前記エンジン回転数設定手段は、前記回転数操作量検出手段で検出された操作量に応じて前記エンジンの第 3 の目標回転数を演算する第 3 の目標回転数演算手段と、前記第 1 ～第 3 の目標回転数のうち最小のものを選択して前記エンジン制御手段に出力する最小目標回転数選択手段とをさらに備えていることを特徴とする建設機械の油圧駆動装置。

【請求項 4】 請求項 1 記載の建設機械の油圧駆動装置において、前記切換弁操作手段の操作量を検出する切換弁操作量検出手段をさらに有し、かつ、前記押しのけ容積設定手段は、前記切換弁操作量検出手段で検出された操作量に応じて前記油圧ポンプの第 3 の目標押しのけ容積を演算する第 3 の目標押しのけ容積演算手段と、前記第 1 ～第 3 の目標押しのけ容積のうち最小のものを選択して前記ポンプ制御手段に出力する最小押しのけ容積選択手段とをさらに備えていることを特徴とする建設機械の油圧駆動装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】 本発明は、例えばエンジンの回転数をスロットルレバーからの目標値で決定する建設機械の油圧駆動装置に係わり、特に、その目標値を、例えばオートアイドルスイッチで他の指令値に切り換えることにより、燃料消費・騒音・振動を低減する建設機械の油圧駆動装置に関する。

【0002】

【従来の技術】 従来のこの種の建設機械の油圧駆動装置を図 9 ～図 11 により説明する。油圧駆動装置全体の油圧回路図を図 9 に示す。図 9 において、油圧駆動装置は、いわゆる電子制御型のエンジン 102 と、エンジン 102 内に設けられエンジン 102 の回転数を制御する回転数制御装置 103 と、このエンジン 102 によって駆動される可変容量型の油圧ポンプ 104 と、この可変容量型の油圧ポンプ 104 の傾転角を決定する傾転角設定装置 105 と、この傾転角設定装置 105 で決定された値になるように油圧ポンプ 104 の容量（傾転角）を調整するレギュレータ 115 と、油圧ポンプ 104 から送り出される圧油によって駆動されるアクチュエータ 106 と、アクチュエータ 106 の駆動により動作する負荷 107 と、油圧ポンプ 104 から吐出される圧油の方向と流量を制御するパイロット式の方向切換弁 108 と、その方向切換弁 108 の切換方向を制御する操作手段 109 と、傾転角設定装置 105 に油圧ポンプ傾転角切換信号を送信するとともに回転数制御装置 103 にエンジン回転数指令値を送る回転数設定装置 101 と、エンジン回転数を操作するためのエンジン回転数操作手段、例えばスロットルレバー 113 と、エンジン回転数

をアイドル回転数に制限する制限状態及びこの制限を行わない通常状態の切り換えを行う切換手段、例えばオートアイドルスイッチ 111 及びパイロットスイッチ 112 と、方向制御弁 108 を操作するパイロット圧のうち最大のものを選択してパイロットスイッチ 112 へと導くシャトル弁 110 とを備えている。

【0003】傾転角設定装置 105 及び回転数設定装置 101 の制御機能の詳細を表すブロック図を図 10 に示す。図 10 において、傾転角設定装置 105 は、操作手段 9 からのパイロット圧信号のうち最大のものが導かれるポジコン制御部 105a と、油圧ポンプ 4 の自己吐出圧信号が導かれる馬力制御部 105b とを備えている。ポジコン制御部 105a は図示するようなテーブルに基づいて最大パイロット圧 P_1 にほぼ比例した目標流量となる目標傾転角を算出し、馬力制御部 105b は図示するようなテーブルに基づいて油圧ポンプ 104 の吐出圧 P_2 にほぼ反比例した目標流量となる目標傾転角を算出する。なおこのとき、馬力制御部 105b のテーブルは後述する傾転角切換信号によって切り換えられるようになっており、図中実線が傾転角切換信号がオフのとき、破線が傾転角切換信号がオンのときに対応している。すなわち、傾転角切換信号がオンの時には油圧ポンプの吸収トルクが小さくなるようになっている。そしてこれら 2 つの目標傾転角のうち小さい方が最小値選択部 105c で選択され、最終的な傾転角指令値としてレギュレータ 115 に出力される。

【0004】一方、回転数設定装置 101 は、オートアイドルスイッチ 111 からの信号及びパイロットスイッチ 112 からの信号が入力されるオートアイドル制御部 101a と、スロットルレバー 113 からのスロットル信号 V が入力されるスロットル制御部 101b とを備えている。

【0005】オートアイドル制御部 101a における制御詳細を表す図を図 11 に示す。図 11 において、オートアイドル制御部 101a は、オートアイドルスイッチ 111 からの信号 S_1 がオンの状態でパイロットスイッチ 112 からの信号 S_2 がオフになると、ある定められた時間 T_e だけ遅らせて、エンジン目標回転数 N_2 を所定のアイドル回転数に落とす。そしてこのときに傾転角切換信号 S_3 も同時にオンに切り換わり、傾転角設定装置 105 の馬力制御部 105b の目標流量が図 10 中破線で示される状態に切り換わる。これらにより、油圧ポンプ 104 の吸収トルクが小さくなり、エンジン 102 の負荷が軽くなるので、オートアイドル時にエンジン回転数が必要以上に下がることを防止する。そして、パイロットスイッチ 112 が再びオンになると傾転角切換信号 S_3 はオフに直ちに復帰し、エンジン目標回転数 N_1 ももとの回転数に直ちに復帰するようになっている。

【0006】図 10 に戻り、スロットル制御部 101b は、図示するようなテーブルに基づいてスロットルレバ

ー 113 からのスロットル信号 V にほぼ比例したエンジン目標回転数 N_2 を算出する。そして、エンジン目標回転数 N_1 、 N_2 のうち小さい方が最小値選択部 101c で選択され、最終的なエンジン回転数指令値として回転数制御装置 103 に出力される。

【0007】

【発明が解決しようとする課題】しかしながら、上記従来の構成においては、以下の課題が存在する。すなわち、アイドル状態からパイロットスイッチ 112 が再びオンになった場合、オートアイドル制御部 101a において、上記したようにエンジン目標回転数 N_1 は直ちにもとの値に復帰する。しかし、この N_1 が最小値選択部 101c で選択されてエンジン回転数指令値として回転数制御装置 103 へ出力されたとしても、この時に実際のエンジン回転数は応答に時間がかかり、すぐには追従しない。これに対して、傾転角切換信号により、馬力制御部 105b において目標流量 Q_2 (破線で示されたもの) に応じた目標傾転角が最小値選択部 105c で選択され傾転角指令値としてレギュレータ 115 に出力されるときには、油圧ポンプ 104 の傾転角の応答は比較的早く、迅速にもとの値に復帰する。

【0008】よってすなわち、アイドル状態から通常の状態に復帰する際においてパイロットスイッチ 112 がオフからオンになった直後には、エンジン回転数が十分大きくなっていないうちに油圧ポンプ 104 の傾転角のみが大きくなることとなる場合がある。これにより、油圧ポンプ 104 の吸収トルクが大きくなり、エンジン 102 の回転数が上がりにくくなって排気に黒煙が多くなったり、燃料消費量が多くなったり、あるいは騒音や振動が増大するおそれがある。

【0009】本発明の目的は、アイドル状態から通常の状態に復帰するときに、油圧ポンプの吸収トルクを小さくしエンジン回転数をすばやく増大することができる建設機械の油圧駆動装置を提供することである。

【0010】

【課題を解決するための手段】上記目的を達成するために、本発明によれば、エンジンと、このエンジンによって駆動される可変容量型の油圧ポンプと、この油圧ポンプから吐出される圧油によって駆動するアクチュエータと、前記油圧ポンプから前記アクチュエータに供給される圧油の流れを制御する方向切換弁と、この方向切換弁のストローク量を制御する切換弁操作手段と、前記エンジンの回転数をアイドル回転数に制限する制限状態及びこの制限を行わない通常状態の切り換えを行う切換手段と、この切換手段が通常状態に切り換えられているときに前記エンジンの第 1 の目標回転数を演算する第 1 の目標回転数演算手段、及び前記切換手段が制限状態に切り換えられているときに前記第 1 の目標回転数よりも小さい値である第 2 の目標回転数を演算する第 2 の目標回転数演算手段を備えたエンジン回転数設定手段と、こ

のエンジン回転数設定手段で設定された前記第 1 及び第 2 の目標回転数に応じて前記エンジンの回転数を制御するエンジン制御手段と、前記切換手段が通常状態に切り換えられているときに前記油圧ポンプの入力トルクを前記エンジンの出力トルク以下に制限する前記油圧ポンプの第 1 の目標押しのけ容積を演算する第 1 の目標押しのけ容積演算手段、及び前記切換手段が制限状態に切り換えられているときに前記油圧ポンプの低吐出圧領域で前記第 1 の目標押しのけ容積よりも小さい値となる第 2 の目標押しのけ容積を演算する第 2 の目標押しのけ容積演算手段を備えた押しのけ容積設定手段と、この押しのけ容積設定手段で設定された前記第 1 及び第 2 の目標押しのけ容積に応じて前記油圧ポンプの押しのけ容積を制御するポンプ制御手段とを有する建設機械の油圧駆動装置において、前記押しのけ容積設定手段は、前記切換手段が制限状態から通常状態に切り換えられたときには、その切り換えられたときから所定の時間遅れを経た後に、前記第 2 の目標押しのけ容積の設定状態から第 1 の目標押しのけ容積の設定状態に移行することを特徴とする建設機械の油圧駆動装置が提供される。

【0011】好ましくは、前記建設機械の油圧駆動装置において、前記切換手段は、前記切換弁操作手段の操作状態・非操作状態を検出する操作状態検出手段と、エンジン回転数をアイドル回転数に切り換え可能とするためのオートアイドルスイッチとを備えており、前記オートアイドルスイッチが ON であつ前記操作状態検出手段で切換弁操作手段の非操作状態が検出されたときには、前記エンジンの回転数を前記アイドル回転数に制限し、前記オートアイドルスイッチが OFF であるとき、及び前記オートアイドルスイッチが ON であつ前記操作状態検出手段で前記切換弁操作手段の操作状態が検出されたときには、前記エンジンの回転数に前記制限を解除することを特徴とする建設機械の油圧駆動装置が提供される。

【0012】また好ましくは、前記建設機械の油圧駆動装置において、前記エンジンの回転数を操作するための回転数操作手段と、この回転数操作手段の操作量を検出する回転数操作量検出手段とをさらに有し、かつ、前記エンジン回転数設定手段は、前記回転数操作量検出手段で検出された操作量に応じて前記エンジンの第 3 の目標回転数を演算する第 3 の目標回転数演算手段と、前記第 1 ～第 3 の目標回転数のうち最小のものを選択して前記エンジン制御手段に出力する最小目標回転数選択手段とをさらに備えていることを特徴とする建設機械の油圧駆動装置が提供される。

【0013】また好ましくは、前記建設機械の油圧駆動装置において、前記切換弁操作手段の操作量を検出する切換弁操作量検出手段をさらに有し、かつ、前記押しのけ容積設定手段は、前記切換弁操作量検出手段で検出された操作量に応じて前記油圧ポンプの第 3 の目標押しの

け容積を演算する第 3 の目標押しのけ容積演算手段と、前記第 1 ～第 3 の目標押しのけ容積のうち最小のものを選択して前記ポンプ制御手段に出力する最小押しのけ容積選択手段とをさらに備えていることを特徴とする建設機械の油圧駆動装置が提供される。

【0014】すなわち、このような構成において、オペレータが比較的長期間作業を行わない場合には、切換手段を、エンジンをアイドル回転数に制限するための制限状態に切り換える。つまり例えば、切換弁操作手段を操作することなく、エンジン回転数をアイドル回転数に切り換え可能とするためのオートアイドルスイッチを ON にする。このとき、方向切換弁のストローク量を制御する切換弁操作手段の非操作状態が操作状態検出手段で検出されていることから、エンジン回転数設定手段に備えられた第 2 の目標回転数演算手段で、アイドル回転数に対応した比較的小さな第 2 の目標回転数が演算される。そして、エンジン制御手段ではこの第 2 の目標回転数に応じてエンジンの回転数を制御し、これによって、エンジンの回転数はこれに追従しアイドル回転数に低下する。そしてこのとき同時に、押しのけ容積設定手段に備えられた第 2 の目標押しのけ容積演算手段で低吐出圧領域で比較的小さい値となる第 2 の目標押しのけ容積が演算され、ポンプ制御手段ではこの第 2 の目標押しのけ容積に応じて油圧ポンプの押しのけ容積を制御し、これによって油圧ポンプの容量はこれに追従して小容量となる。

【0015】この状態から、オペレータが作業を再開する場合には、切換手段を制限状態から通常状態に切り換える。つまり例えば、切換弁操作手段を操作して方向切換弁をストロークさせ圧油をアクチュエータに供給すれば、このときの切換弁操作手段の操作状態が操作状態検出手段で検出されることから、エンジン回転数設定手段に備えられた第 1 の目標回転数演算手段で第 2 の目標回転数より大きな第 1 の目標回転数が演算される。オペレータがオートアイドルスイッチを OFF にしてもよい。この場合も同様である。そしてエンジン制御手段ではこの第 1 の目標回転数に応じてエンジンの回転数を制御し、エンジンの回転数はこれに追従してアイドル回転数から通常の回転数に復帰する。一方このとき、押しのけ容積設定手段に備えられた第 1 の目標押しのけ容積演算手段において油圧ポンプの入力トルクをエンジンの出力トルク以下に制限するような第 1 の目標押しのけ容積が演算され、ポンプ制御手段ではこの第 1 の目標押しのけ容積に応じて油圧ポンプの押しのけ容積を制御し、油圧ポンプの容量はこれに追従して小容量から通常容量へと復帰する。このような復帰時には、押しのけ容積設定手段は、第 2 の目標押しのけ容積を設定する状態から第 1 の目標押しのけ容積を設定する状態へと移行することになる。ここにおいて、通常、エンジン制御手段による制御における実際のエンジン回転数の応答は比

較的遅く、ポンプ制御手段による制御における実際のポンプ押しのけ容積の応答よりも、追従のために長い時間を要する。本発明の構成においては、この応答時間の差に対応し、目標押しのけ容積設定手段は、切換手段が制限状態から通常状態に切り換えられると同時に第2の目標押しのけ容積の設定状態から第1の目標押しのけ容積の設定状態へと移行するのでなく、切換手段が制限状態から通常状態に切り換えられたときから所定の時間遅れが経過した後に、第1の目標押しのけ容積の設定状態へと移行する。よって、エンジンの回転数が十分に大きくなって第1の目標回転数にほぼ等しくなった後に、油圧ポンプの押しのけ容積を第1の目標押しのけ容積へと増大させることができる。

【0016】

【発明の実施の形態】以下、本発明の実施形態を図面を参照しつつ説明する。本発明の第1の実施形態を図1～図3により説明する。本実施形態による建設機械の油圧駆動装置の油圧回路図を図1に示す。

【0017】図1において、油圧駆動装置は、いわゆる電子制御型のエンジン2と、エンジン2内に設けられエンジン2の回転数を制御する回転数制御装置23と、このエンジン2によって駆動される可変容量型の油圧ポンプ4及びパイロット圧を発生させる補助ポンプ17と、油圧ポンプ4の容量（傾転角）を調整するいわゆる電子式のレギュレータ24と、油圧ポンプ4から送り出される圧油によって駆動されるアクチュエータ6と、アクチュエータ6の駆動により動作する負荷7と、油圧ポンプ4から吐出される圧油の方向と流量とを制御するパイロット式の方向切換弁8と、その方向切換弁8の切換方向を制御する操作手段9と、エンジン2の回転数を操作するための回転数操作手段、例えばスロットルレバー13と、エンジン回転数をアイドル回転数に制限する制限状態及びこの制限を行わない通常状態の切り換えを行う切換手段、例えばオートアイドルスイッチ11及びパイロットスイッチ12と、方向制御弁8を操作するパイロット圧のうち最大のものを選択してパイロットスイッチ12へと導くシャトル弁10と、油圧ポンプ4の吐出圧を検出し対応する検出信号をコントローラ29に出力する吐出圧センサ25と、シャトル弁10からの最大パイロット圧を検出し対応する検出信号をコントローラ29に出力する操作圧センサ26とを備えている。

【0018】コントローラ29の制御機能の詳細を表すブロック図を図2に示す。図2において、コントローラ29は、油圧ポンプ4の目標押しのけ容積（目標傾転角）を演算しレギュレータ24へ出力する傾転角設定部5と、エンジン2の目標回転数を演算し回転数制御装置23へ出力する回転数設定部1とから構成されている。傾転角設定部5は、操作手段9からのパイロット圧信号のうち最大のものが導かれるポジコン制御部5aと、油圧ポンプ4の自己吐出圧信号が導かれる馬力制御部5b

とを備えている。ポジコン制御部5aは図示するようなテーブルに基づいて最大パイロット圧 P_1 にほぼ比例した目標流量 Q_1 となる目標傾転角 θ_1 を算出し、馬力制御部5bは図示するようなテーブルに基づいて油圧ポンプ4の吐出圧 P_2 にほぼ反比例した目標流量 Q_2 となる目標傾転角 θ_2 を算出する。なおこのとき、馬力制御部5bのテーブルは後述する傾転角切換信号によって切り換えられるようになっており、図中実線が傾転角切換信号がオフのとき、破線が傾転角切換信号がオンのときに対応している。すなわち、傾転角切換信号がオンの時には油圧ポンプの吸収トルクが小さくなるように切り換えられる。そしてこれら2つの目標傾転角 θ_1 、 θ_2 のうち小さい方が最小値選択部5cで選択され、最終的な傾転角指令値としてレギュレータ24に出力される。

【0019】一方、回転数設定部1は、オートアイドルスイッチ11からの信号及びパイロットスイッチ12からの信号が入力されるオートアイドル制御部1aと、スロットルレバー13からのスロットル信号が入力されるスロットル制御部1bとを備えている。

【0020】オートアイドル制御部1aにおける制御詳細を表す図を図3に示す。図3において、オートアイドル制御部1aは、オートアイドルスイッチ11からの信号 S_1 がオンの状態でパイロットスイッチ12からの信号 S_2 がオフになると、所定時間 T_e だけ遅らせて、エンジン目標回転数 N_1 を所定のアイドル回転数 N_{10} に落とす。これは、オートアイドルスイッチ11がONのままオペレータが操作中に、中立位置を挟んで逆方向に操作レバーを動かす場合等、ある短い瞬間だけ操作量がゼロとなって過渡的にパイロットスイッチ12がOFFになる場合があり、このような場合の誤動作を防止するためである。そしてまたこのとき傾転角切換信号 S_3 も、所定時間 T_d （但し $T_d < T_e$ ）だけ遅らせてオンに切り換わり、傾転角設定部5の馬力制御部5bの目標流量が前述したような図2中破線で示される状態に切り換わる。これにより、油圧ポンプ4の吸収トルクが小さくなり、エンジン2の負荷が軽くなるので、オートアイドル時にエンジン回転数が必要以上に下がることを防止することができる。そして、パイロットスイッチ12が再びオンになると、エンジン目標回転数 N_1 がもとの回転数に直ちに復帰する一方で、傾転角切換信号 S_3 は所定時間 T_d 経過後にオフに復帰するようになっている。

【0021】図2に戻り、スロットル制御部1bは、図示するようなテーブルに基づいてスロットルレバー13からのスロットル信号 V にほぼ比例したエンジン目標回転数 N_2 を算出する。そして、エンジン目標回転数 N_1 、 N_2 のうち小さい方が最小値選択部1cで選択され、最終的なエンジン回転数指令値として回転数制御装置23に出力される。

【0022】本実施形態の動作及び作用を以下に説明する。上記構成において、オートアイドルスイッチ11を

ONにして、オペレータが比較的長期間作業を行わない場合には、操作手段 9 を中立位置にする。このとき、操作手段 9 の非操作状態によってシャトル弁 10 を介して接続されたパイロットスイッチ 12 が OFF になる。これにより、コントローラ 29 の回転数設定部 1 に備えられたオートアイドル制御部 1a で、目標回転数 N_1 が比較的小さいアイドル回転数 N_{10} に設定される。このときスロットル制御部 1b においても、図 2 に示すテーブルに基づき、目標回転数 N_2 がスロットル信号 V に対応した回転数に設定されるが、最小値選択部 1c でこれら N_{10} 、 N_2 のうちの小さい方が最終的な目標回転数である指令値として選択され、これに応じて回転数制御装置 23 でエンジン 2 の回転数が制御される。よって、スロットルレバー 13 が比較的高い回転数に設定してあったとしても、エンジン 2 の回転数はアイドル回転数 N_{10} になるまで低下する。一方このとき、オートアイドル制御部 1a から押しのけ容積設定部 5 の馬力制御部 5b に出力される傾転角切換信号 S_3 が ON になる。馬力制御部 5b では、これに応じて、図 2 に示す実線のテーブルに代えて、低吐出圧領域で比較的小さい値となる破線のテーブルを用い、そのときの吐出圧 P_2 に応じた目標傾転角 θ_2 を設定する。このときボジコン制御部 5a においても、図 2 に示すテーブルに基づき、目標傾転角 θ_1 が、パイロット圧信号 $P_1 = 0$ に対応した目標流量 Q_{10} になるような目標傾転角 θ_{10} に設定され、最小値選択部 5c でこれら θ_2 、 θ_{10} のうちの小さい方が最終的な目標傾転角である指令値として選択され、これに応じてレギュレータ 24 で油圧ポンプ 4 の傾転角が制御される。よって、 θ_{10} が比較的高い傾転角に設定してあったとしても、油圧ポンプ 4 の傾転角は馬力制御部 5b のテーブル中破線で表される特性線に基づく所定の小さい傾転角に低下する。

【0023】このようなアイドル状態から、オペレータが作業を再開する場合には、例えば、操作手段 9 を操作して方向切換弁 8 をストロークさせ圧油をアクチュエータ 6 に供給する。すると、このときの最大パイロット圧がシャトル弁 10 を介して導かれ、パイロットスイッチ 12 が ON になる。これにより、オートアイドル制御部 1a で設定される目標回転数 N_1 が、アイドル回転数 N_{10} から比較的大きな回転数 N_{11} に復帰する。オペレータが操作手段 9 を操作する代わりにオートアイドルスイッチ 11 を OFF にしてもよい。この場合も同様である。これにより、最小値選択部 1c では常にスロットル制御部 1b からの目標回転数 N_2 が指令値として選択され、回転数制御装置 23 ではこのスロットル信号 V に対応した目標回転数 N_2 に応じてエンジン 2 の回転数を制御するようになる。そして、エンジン 2 の回転数はこれに追従してアイドル回転数から通常の回転数に復帰する。一方このとき、オートアイドル 1a から馬力制御部 5b に出力されている傾転角切換信号 S_3 が OFF

になる。馬力制御部 5b ではこれに対応して、図 2 に示す破線のテーブルから実線のテーブルを再び用いて、そのときの吐出圧 P_2 に応じて油圧ポンプ 4 の入力トルクをエンジン 2 の出力トルク以下に制限するような目標傾転角 θ_2 を設定する。このときボジコン制御部 5a においても、図 2 に示すテーブルに基づき、パイロット圧信号 P_1 に対応した目標流量 Q_1 になるような目標傾転角 θ_1 が設定され、最小値選択部 5c でこれら θ_2 、 θ_1 のうちの小さい方が最終的な目標傾転角である指令値として選択される。すなわち、ポンプ目標傾転角の設定は、アイドル状態の制限から解放され、通常の馬力制御及びボジコン制御による設定に復帰する。そして、この指令値に応じてレギュレータ 24 で油圧ポンプ 4 の傾転角が制御され、油圧ポンプ 4 の容量はこれに追従して小容量から通常容量へと復帰する。

【0024】ここで、上記したように、アイドル状態から通常状態への復帰時においては、馬力制御部 5b は、図 2 中のテーブルで破線で示すような低吐出圧領域で比較的小さい傾転角を設定する状態から、実線で示すような通常の傾転角を設定する状態へと移行することになる。ここにおいて、通常、回転数制御装置 23 で制御されるときの実際のエンジン 2 の回転数の応答は比較的遅く、レギュレータ 24 で制御されるときの実際の油圧ポンプ 4 の押しのけ容積の応答よりも、追従のために長い時間を要する。本実施形態の油圧駆動装置においては、この応答時間の差に対応し、馬力制御部 5b のテーブルを切り換える傾転角切換信号は、オペレータが制限状態から通常状態に復帰させる（操作手段 9 を操作する若しくはオートアイドルスイッチ 11 を OFF にする）と同時に ON から OFF に復帰するのでなく、復帰の時から所定時間 T_0 が経過した後に OFF になる（図 3 参照）。よって、エンジン 2 の回転数が十分に大きくなって通常状態の目標回転数 N_2 にほぼ等しくなった後に、油圧ポンプ 4 の傾転角を通常時の目標傾転角に増大させることができる。したがって、通常状態に復帰すると同時に傾転角切換信号が OFF になり傾転角が増大していた従来のように、エンジン 2 の回転数が十分に上がらないうちに油圧ポンプ 4 の傾転角が先に増大して吸収トルクが大きくなってしまいうことがなく、すなわち油圧ポンプ 4 の吸収トルクが小さい状態でエンジン 2 の回転数をすばやく増大させることができる。よって、エンジン 2 の排気に黒煙が多くなったり、燃料消費量・騒音・振動が増大したりするのを防止することができる。

【0025】なお、上記第 1 の実施形態においては、コントローラ 29 の傾転角制御部 5 では、馬力制御部 5b で行う馬力制御と、ボジコン制御部 5a で行うボジコン制御とを組み合わせたが、これに限られず、ボジコン制御に代えてネガコン制御等を行っても良い。この場合も同様の効果を得る。

【0026】本発明の第 2 の実施形態を図 4 及び図 5 に

より説明する。本実施形態は、油圧式レギュレータを用いる場合の実施形態である。第1の実施形態と同等の部材には同一の符号を付す。本実施形態による建設機械の油圧駆動装置の油圧回路図を図4に示す。図4において、本実施形態が第1の実施形態と異なる主要な点は、電子式のレギュレータ24及びコントローラ29内の傾転角設定部5の機能を併せ持つ、いわゆる油圧式の傾転角制御装置205が設けられていることである。すなわち傾転角制御装置205は、公知の構成であり特に詳細は図示しないが、電磁比例弁219を介したパイロットポンプ17からの圧油が導かれるとともにシャトル弁10を介した最大操作圧及び油圧ポンプ4の吐出圧が導かれ、これによって第1の実施形態の図2で示した傾転角設定部5に備えられたポジコン制御部5a、馬力制御部5b、及び最小値選択部5cの機能を果たすようになっている。また、これに応じて吐出圧センサ25及び操作圧センサ26は省略されている。また、これに応じる形でコントローラ228の制御内容が第1の実施形態のコントローラ29と若干異なっている。この詳細を表すブロック図を図5に示す。図5において、コントローラ228の制御機能は、図2に示した第1の実施形態のコントローラ29の回転数設定部1の機能と類似したものとなっている。すなわち、コントローラ228は、オートアイドル制御部1aとスロットル制御部1bとを備えており、オートアイドル制御部1aは、オートアイドルスイッチ11からの信号S₁がオンの状態でパイロットスイッチ12からの信号S₂がオフになると、所定時間T_eだけ遅らせて、エンジン目標回転数N₁を所定のアイドルリング回転数に落とす。そしてまたこのとき、傾転角切換信号に相当する傾転角切換用駆動信号S₄が電磁比例弁219に出力されるが、この駆動信号S₄が所定時間T_d（但しT_d<T_e）だけ遅れてオン状態に切り換わり、電磁比例弁219で油圧信号に変換されて傾転角制御装置205に送信される。一方スロットル制御部1bは、図示するようなテーブルに基づいてスロットルレバー13からのスロットル信号Vにほぼ比例したエンジン目標回転数N₂を算出し、N₁、N₂のうち小さい方が最小値選択部1cで選択され、最終的なエンジン回転数指令値として回転数制御装置23に出力される。

【0027】その他の構成及び動作は、第1の実施形態とほぼ同様である。本実施形態によっても、第1の実施形態と同様の効果を得る。

【0028】本発明の第3の実施形態を図6により説明する。本実施形態は、エンジン外に設けたステッピングモータを用いてエンジンの回転数を調整する場合の実施形態である。第1及び第2の実施形態と同等の部材には同一の符号を付す。本実施形態による建設機械の油圧駆動装置の油圧回路図を図6に示す。図6において、本実施形態が第2の実施形態と異なる主要な点は、エンジン302がいわゆる電子制御型でなく、エンジン302内

に備えられたガバナレバー320を、ケーブル314を介してエンジン302外のステッピングモータ322で駆動し所定角度に変位させることによって回転数が制御されることと、これに応じる形で、コントローラ327からのエンジン回転数指令値を示す信号は、ステッピングモータ322に入力されることである。

【0029】その他の構成及び動作は、第2の実施形態とほぼ同様である。本実施形態によっても、第1及び第2の実施形態と同様の効果を得る。

【0030】本発明の第4の実施形態を図7により説明する。本実施形態は、手動レバーによりエンジンの回転数を調整する場合の実施形態である。第1～第3の実施形態と同等の部材には同一の符号を付す。本実施形態による建設機械の油圧駆動装置の油圧回路図を図7に示す。図7において、本実施形態が第3の実施形態と異なる主要な点は、エンジン402において、ガバナレバー320にスプリング416を介してガバナ駆動用リンク421が接続されており、このガバナ駆動用リンク421にケーブル314を介してスロットルレバー413が連結されていることと、ガバナレバー320を駆動するために備えられた油圧シリンダ415に補助ポンプ17からの圧油を制御しつつ供給するための電磁比例弁418が設けられていることである。

【0031】また、これに応じる形でコントローラ401の制御内容が異なっている。この詳細を表す図を図8に示す。図8において、コントローラ401の制御機能は、図3に示した第1の実施形態のオートアイドル制御部1aの機能と類似したものとなっている。すなわち、コントローラ401は、オートアイドルスイッチ11からの信号S₁がオンの状態でパイロットスイッチ12からの信号S₂がオフになると、所定時間T_eだけ遅らせて、エンジン目標回転数N₁を所定のアイドルリング回転数に落とすように、電磁比例弁418に目標回転数指示用駆動信号S₅を出力する。そしてまたこのとき、電磁比例弁219に出力される傾転角切換用駆動信号S₄が所定時間T_d（但しT_d<T_e）だけ遅れてオン状態に切り換わり、電磁比例弁219で油圧信号に変換されて傾転角制御装置205に送信される。

【0032】ここで、エンジン402における目標回転数の選択・設定は以下ようになる。すなわち、スロットルレバー413、ガバナレバー320、ガバナ駆動用リンク421はすべて、図中A方向がエンジン2の回転数の増大方向、B方向がエンジン回転数の減少方向となっている。エンジン2の回転数は、最終的にはガバナレバー320の変位角度によって決定されるが、このガバナレバー320を、油圧シリンダ415側からと、スプリング416・ガバナ駆動用リンク421・ケーブル314を介したスロットルレバー413側からの両方から駆動可能であることから、それぞれの目標回転数の指示がどのように選択されるかが重要となる。

【0033】(1) スロットルレバー 413 による目標回転数<油圧シリンダ 415 による目標回転数の場合すなわち、この場合は、油圧シリンダ 415 が伸長してガバナレバー 320 を図示 A 方向に変位させる力よりも、スロットルレバー 413 による A 方向変位の力の方が大きいので、後者の力のみによって、ガバナレバー 320 はガバナ駆動用リンク 421 とともに大きく A 方向に変位し、エンジン 402 は、スロットルレバー 413 による目標回転数となる。

(2) 油圧シリンダ 415 による目標回転数<スロットルレバー 413 による目標回転数の場合すなわち、この場合は、スロットルレバー 413 が引っ張ってガバナレバー 320 を図示 A 方向に変位させる力よりも、油圧シリンダ 415 が伸長して A 方向に変位させる力の方が大きいので、スプリング 416 をたわませつつ、ガバナレバー 320 はガバナ駆動用リンク 421 よりも大きく A 方向に変位する。したがって、エンジン 402 は、油圧シリンダ 415 による目標回転数となる。

【0034】上記(1)(2)より、結局、エンジン 402 の回転数は、油圧シリンダ 415 による目標回転数とスロットルレバー 413 による目標回転数とのうち、小さい方になるように調整されることから、第 2 の実施形態の図 5 中に示した最小値選択部 1c の機能を果たしていることがわかる。その他の構成及び動作は、第 3 の実施形態とほぼ同様である。本実施形態によっても、第 1～第 3 の実施形態と同様の効果を得る。

【0035】

【発明の効果】本発明によれば、目標押しのけ容積設定手段は、切換手段が制限状態から通常状態に切り換えられると同時に第 2 の目標押しのけ容積の設定状態から第 1 の目標押しのけ容積の設定状態へと移行するのでなく、切換手段が制限状態から通常状態に切り換えられたときから所定の時間遅れが経過した後に、第 1 の目標押しのけ容積の設定状態へと移行する。よって、エンジンの回転数が十分に大きくなって第 1 の目標回転数にほぼ等しくなった後に、油圧ポンプの押しのけ容積を第 1 の目標押しのけ容積へと増大させることができる。したがって、切換手段が通常状態に切り換えられると同時に押しのけ容積設定手段が第 1 の目標押しのけ容積設定状態へと移行していた従来のように、エンジン回転数が十分上がりきらないうちにポンプ押しのけ容積が先に増大して吸収トルクが大きくなってしまふことがなく、油圧ポンプの吸収トルクが小さい状態でエンジン回転数を増大させることができる。よって、エンジンの回転数が上がりにくくなって排気に黒煙が多くなったり、燃料消費量・騒音・振動が増大したりするのを防止することができる。

【図面の簡単な説明】

【図 1】本発明の第 1 の実施形態による建設機械の油圧

駆動装置の油圧回路図である。

【図 2】図 1 に示されたコントローラの制御機能の詳細を表すブロック図である。

【図 3】図 2 に示されたオートアイドル制御部における制御詳細を表す図である。

【図 4】本発明の第 2 の実施形態による建設機械の油圧駆動装置の油圧回路図である。

【図 5】図 4 に示されたコントローラの制御機能の詳細を表すブロック図である。

【図 6】本発明の第 3 の実施形態による建設機械の油圧駆動装置の油圧回路図である。

【図 7】本発明の第 4 の実施形態による建設機械の油圧駆動装置の油圧回路図である。

【図 8】図 4 に示されたコントローラの制御機能の詳細を表す図である。

【図 9】従来技術による建設機械の油圧駆動装置の油圧回路図である。

【図 10】図 9 に示された傾転角設定装置及び回転数設定装置の制御機能の詳細を表すブロック図である。

【図 11】図 10 に示されたオートアイドル制御部における制御詳細を表す図である。

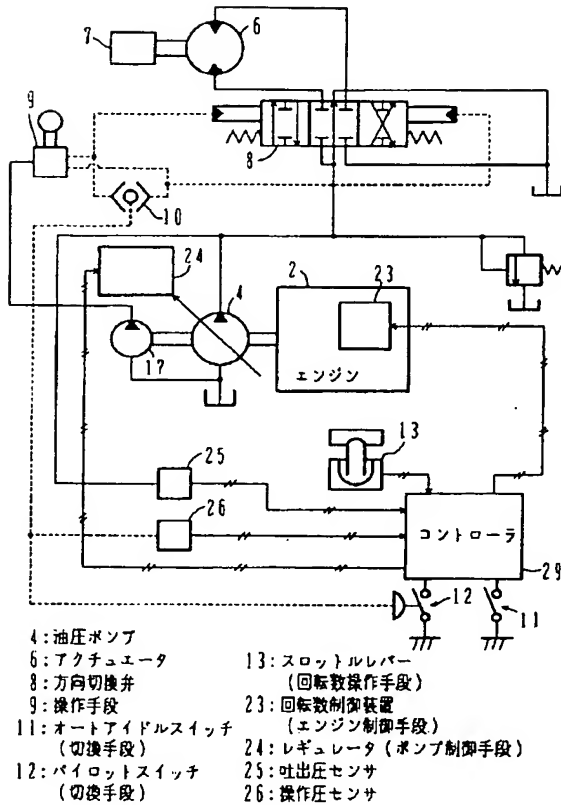
【符号の説明】

1	回転数設定部（エンジン回転数設定手段）
2	エンジン
4	油圧ポンプ
5	傾転角設定部（押しのけ容積設定手段）
6	アクチュエータ
7	負荷
8	方向切換弁
9	操作手段
10	シャトル弁
11	オートアイドルスイッチ（切換手段）
12	パイロットスイッチ（切換手段）
13	スロットルレバー（回転数操作手段）
17	補助ポンプ
23	回転数制御装置（エンジン制御手段）
24	レギュレータ（ポンプ制御手段）
25	吐出圧センサ
26	操作圧センサ
29	コントローラ
205	傾転角制御装置
219	電磁比例弁
228	コントローラ
302	エンジン
314	ケーブル

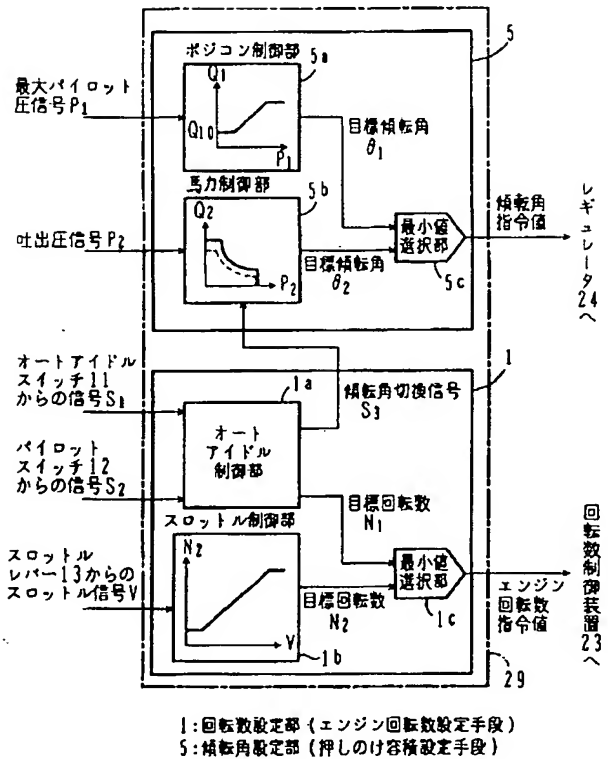
3 2 0 ガバナレバー
3 2 2 ステッピングモータ
3 2 7 コントローラ
4 0 1 コントローラ
4 0 2 エンジン

4 1 3 スロットルレバー
4 1 5 油圧シリンダ
4 1 6 スプリング
4 1 8 電磁比例弁
4 2 1 ガバナ駆動用リンク

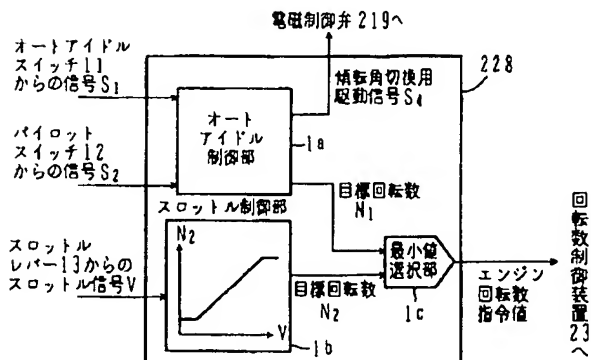
【図 1】



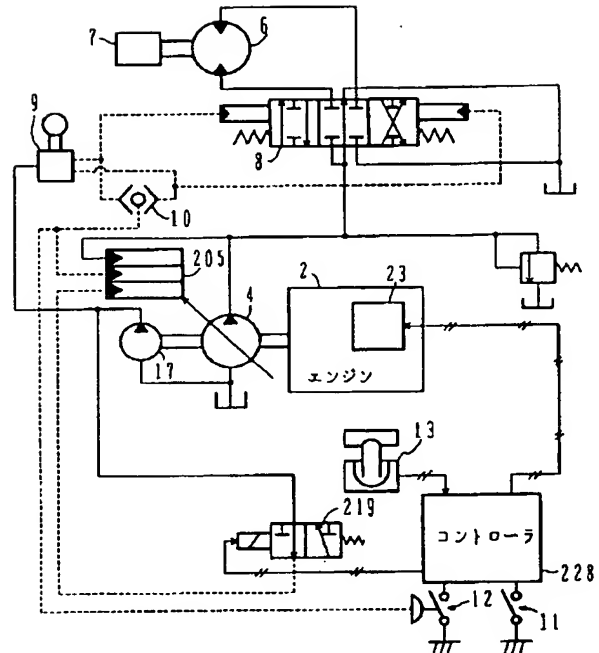
【図 2】



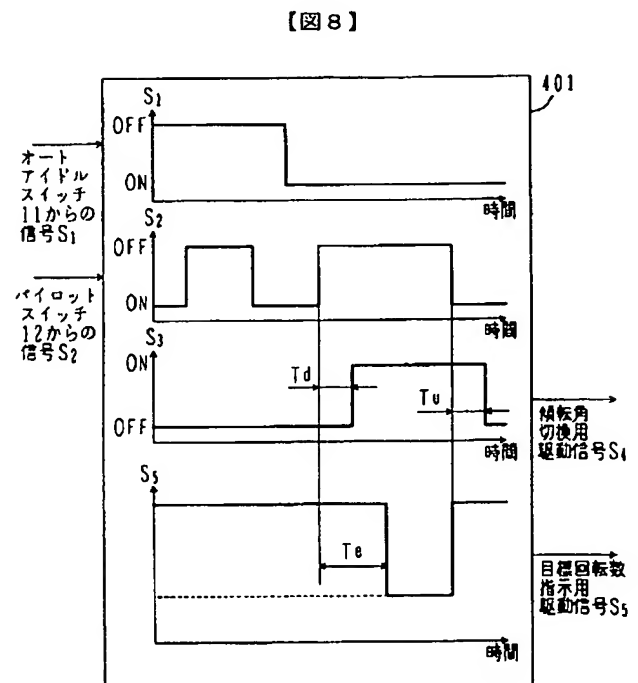
【図 5】



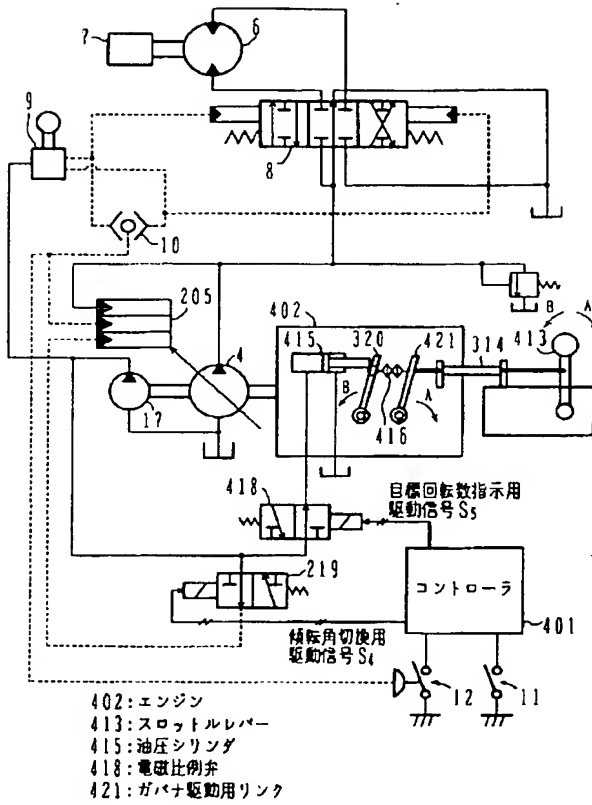
【図 4】



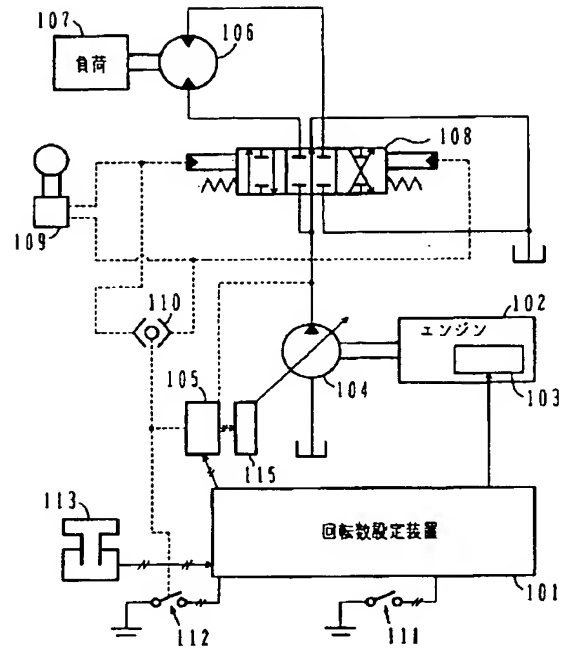
205: 傾転角制御装置
219: 電磁比例弁



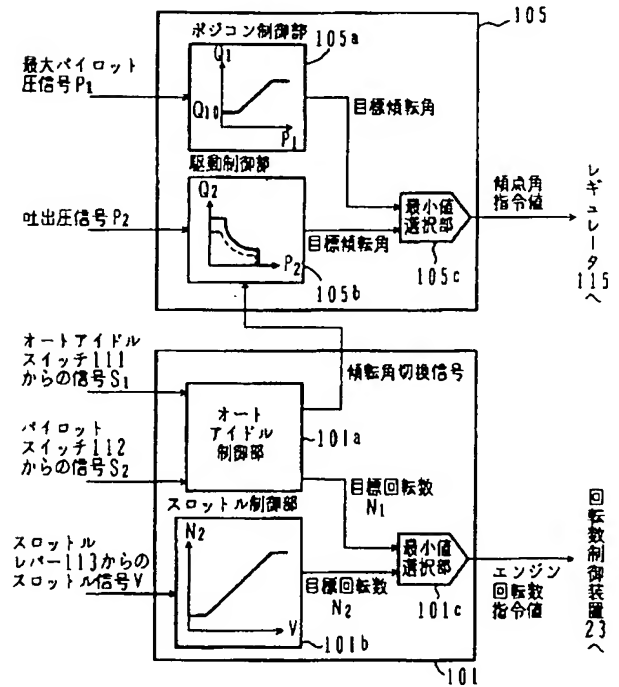
【図7】



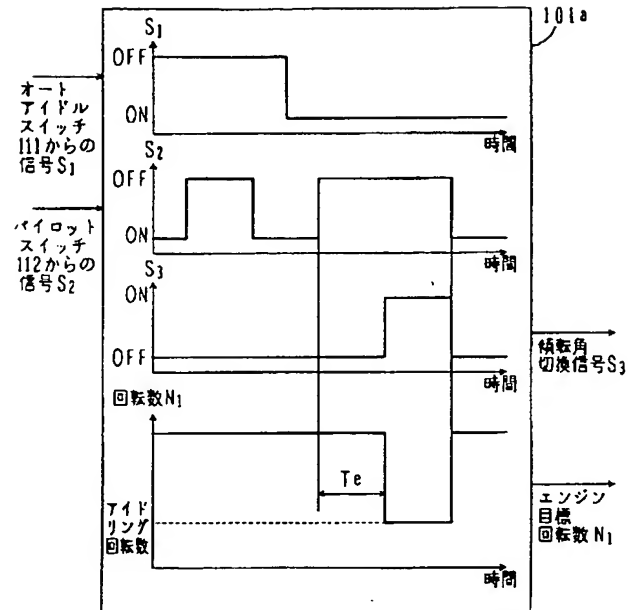
【図9】



【図10】



【図 11】



フロントページの続き

(51) Int. Cl. 6

F 1 5 B 11/00

識別記号

庁内整理番号

F I

F 1 5 B 11/00

技術表示箇所

F